

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-213612

(43)Date of publication of application : 31.07.2002

(51)Int.Cl.

F16J 10/04
F02F 1/00
F02F 3/00
F02F 5/00
F16C 17/00
F16C 33/10
F16J 1/04
F16J 9/26

(21)Application number : 2001-353633

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.11.2001

(72)Inventor : USHIJIMA KENJI
YASUDA YOSHITERU
KANO MAKOTO

(30)Priority

Priority number : 2000352397

Priority date : 20.11.2000

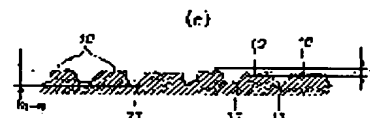
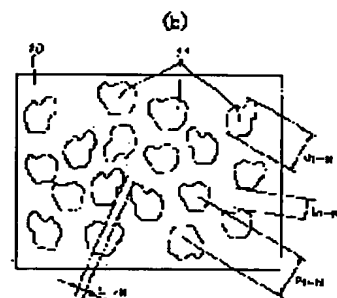
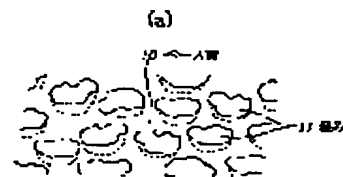
Priority country : JP

(54) SLIDING PART FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE USING THE SLIDING PART

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a sliding part for a reciprocating internal combustion engine, preventing reduction of flow resistance of lubricating oil flowing between sliding surfaces to ensure oil film thickness of the lubricating oil, which can reduce frictional loss so that efficiency of the internal combustion engine can be improved.

SOLUTION: A dimple-shaped hollow 11 is formed in a base surface 10 of both sliding surfaces having irregularities of maximum height t , when the closest distance approached between the sliding surfaces is defined as h , when inflow/ outflow amounts of lubricating oil relating to a clearance between two parts are balanced when both the sliding surfaces are made a completely smoothed surface, h is set larger than t , at least one of averaged depths of the hollow in each sliding surface is set larger than h , a maximum diameter of the hollow in both the sliding surfaces is set to the shortest span or less in a range formed with a lubricating oil film, and an averaged value d of the maximum width of a groove in one sliding surface is set smaller than an averaged value L of the minimum distance between grooves in the other sliding surface.



LEGAL STATUS

This Page Blank (uspto)

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-213612

(P2002-213612A)

(43)公開日 平成14年7月31日(2002.7.31)

(51)Int.Cl.	識別記号	F I	テマコード(参考)
F 1 6 J	10/04	F 1 6 J 10/04	3 G 0 2 4
F 0 2 F	1/00	F 0 2 F 1/00	F 3 J 0 1 1
	3/00	3/00	G 3 J 0 4 4
	5/00	5/00	L
			L

審査請求 未請求 請求項の数30 O L (全 17 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2001-353633(P2001-353633)
(22)出願日 平成13年11月19日(2001.11.19)
(31)優先権主張番号 特願2000-352397(P2000-352397)
(32)優先日 平成12年11月20日(2000.11.20)
(33)優先権主張国 日本(J P)

(71)出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72)発明者 牛嶋 研史
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内
(72)発明者 保田 芳輝
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内
(74)代理人 100102141
弁理士 的場 基憲

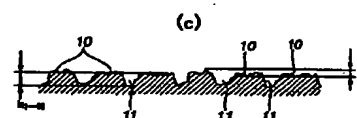
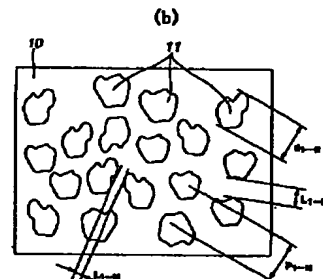
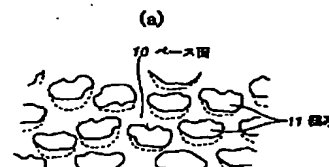
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関用摺動部品及びそれを用いた内燃機関

(57)【要約】

【課題】 摺動面間を流れる潤滑油の流動抵抗の減少を防止し、潤滑油の油膜厚さを確保して摩擦損失を低減することができる、もって内燃機関の効率を向上させることができるレシプロ式内燃機関用摺動部品を提供する。

【解決手段】 最大高さ h の凹凸を有する両摺動面のベース面10に、ディンプル状の窪み11を形成し、両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間の隙間に対する潤滑油の流入量と流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義したときに、 h を h よりも大きく、各摺動面における窪みの平均深さの少なくとも一方を h よりも大きく、両摺動面の窪みの最大径を潤滑油膜の形成されている範囲の最も短いスパン以下とし、一方の摺動面における溝の最大幅の平均値 d を他方の摺動面における溝間の最小距離の平均値 l よりも小さくする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面の表面形状により形成される2部品間の隙間形状において隙間から漏れる潤滑油の流れ方向の圧力勾配に対する流動抵抗が両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間形状における流動抵抗と等しい状態のときに、2部品間の隙間の逆数を面積分した値が完全平滑面で形成される隙間形状における値よりも小さいことを特徴とする摺動部品。

【請求項2】 両摺動面が最大高さ t の凹凸を持つベース面に、該ベース面にまわりを囲まれたディンプル状の窪みを有し、各摺動面のくぼみの最大深さを H とするとき、 H/t が1よりも大きく、両摺動面の窪みの最大径が摺動面の最も短いスパン以下であり、一方の摺動面における窪みの最大径の平均値を d とし、他方の摺動面における窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ であることを特徴とする請求項1記載の摺動部品。

【請求項3】 内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面が最大高さ t の凹凸を持つベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と、2部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義した場合に、該 h が t よりも大きく、各摺動面の窪みの平均深さの少なくとも一方が h よりも大きく、両摺動面の窪みの最大径が潤滑油膜の形成されている範囲の最も短いスパン以下であり、一方の摺動面の窪みの最大径の平均値を d とし、他方の摺動面の窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ であることを特徴とする摺動部品。

【請求項4】 両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面における窪みの最大径の平均値を d とし、表面硬度が低い方の摺動面における窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ であることを特徴とする請求項3記載の摺動部品。

【請求項5】 両摺動面のうちの表面硬度が低い方の摺動面における窪みの最大径の平均値を D としたときに、 $D > d$ であることを特徴とする請求項3または請求項4記載の摺動部品。

【請求項6】 両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが h よりも小さく、表面硬度が低い方の摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが h よりも大きいことを特徴とする請求項3ないし請求項5のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項7】 前記 h が当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦

損失への影響が最も大きい条件において算出されたものであることを特徴とする請求項3ないし請求項6のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項8】 当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件において算出される前記 h を h_0 としたときに、他の運転条件における h は、 h_0 よりも小さくなることを特徴とする請求項3ないし請求項7のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項9】 当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件を最高回転数の $1/3$ の回転、最大負荷の $1/4$ の条件としたことを特徴とする請求項7または請求項8記載の摺動部品。

【請求項10】 当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された最も運転時間が長いときの運転条件を最高回転数の $1/3$ の回転、最大負荷の $1/4$ の条件としたことを特徴とする請求項7または請求項8記載の摺動部品。

【請求項11】 摺動面の表面硬度が高い方の部品がクランクシャフトであり、表面硬度が低い方の部品が前記クランクシャフトを支持する軸受メタルであることを特徴とする請求項3ないし請求項10のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項12】 両部品が自動車用内燃機関のものであって、クランクシャフト摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、軸受メタル摺動面における窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、その最大径の平均値が 1mm 以下であることを特徴とする請求項11記載の摺動部品。

【請求項13】 摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンスカートであることを特徴とする請求項3ないし請求項10のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項14】 両部品が自動車用内燃機関のものであって、シリンダーボア摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、ピストンスカート摺動面における窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、その最大径の平均値が 1mm 以下であることを特徴とする請求項13記載の摺動部品。

【請求項15】 摺動面の表面硬度が高い方の部品がピストンリングであり、表面硬度が低い方の部品がシリンダーボアであることを特徴とする請求項3ないし請求項10のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項16】 両部品が自動車用内燃機関のものであって、ピストンリング摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、シリンダーボア摺動面における窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、その最大径の平均値が 1mm 以

下であることを特徴とする請求項15記載の摺動部品。

【請求項17】 摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンリングであることを特徴とする請求項3ないし請求項10のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項18】 両部品が自動車用内燃機関のものであって、シリンダーボア摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、ピストンリング摺動面における窪みの平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ であり、その最大径の平均値が 1mm 以下であることを特徴とする請求項17記載の摺動部品。

【請求項19】 内燃機関のピストンスカートおよびピストンリングがシリンダーボアと摺動する部位における表面粗さ構造であって、当該内燃機関において想定された最も運転時間が長い条件において、ピストンスカートおよびピストンリングとシリンダーボアとの摺動面が完全平滑面と仮定したときに当該部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と当該部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量とがバランスする時の摺動面間の最接近距離を h とし、ピストン上下動ストロークの中央部におけるピストンスカートとシリンダーボアおよびピストンリングとシリンダーボアとの2組の摺動面における h の小さい方の値を h とすると、シリンダーボアおよびピストンリングの摺動面がよりも小さい最大高さの凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、当該窪みの深さが h よりも大きく、窪みの最大径の平均値がピストンリングの摺動面の幅いかであると共に、ピストンスカートの摺動面が h よりも小さい最大高さの凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、当該窪みの深さが h よりも大きく、かつシリンダーボアの窪みの最大径の平均値を d 、ピストンスカートの窪み間の最小距離の平均値を L_1 、ピストンリングの窪み間の最小距離の平均値を L_2 とすると、 $d < L_1$ かつ $d < L_2$ であることを特徴とする摺動部品。

【請求項20】 内燃機関のシリンダーボア、ピストンスカートおよびピストンリングの摺動面における表面粗さ構造であって、シリンダーボアの摺動面は最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値 d が $50\mu\text{m}$ 以下の窪みを有し、該シリンダーボアに摺接するピストンスカートの摺動面は最大高さが $5\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値が 1mm 以下の窪みを有し、前記シリンダーボアに摺接するピストンリングの摺動面は最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値が $50\mu\text{m}$ 以下の窪みを有し、さらにピストンスカートの窪み間の最

小距離の平均値を L_1 、ピストンリングの窪み間の最小距離の平均値を L_2 とすると、 $d < L_1$ かつ $d < L_2$ であることを特徴とする摺動部品。

【請求項21】 内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面がそれぞれ最大高さ t_1 、 t_2 (μm)の凹凸を持つベース面に、摺動方向と 45° 以上の角度をなす複数の溝を互いに交差することなく有し、両摺動面の溝の最大深さを H (μm)として H/t_1 、 H/t_2 が1よりも大きく、前記溝の最大幅が潤滑油膜の形成されている摺動方向の接触長さ以下であり、一方の摺動面における溝の最大幅の平均値を b (μm)とし、他方の摺動面における溝間の最小距離の平均値を L (μm)としたときに、 $b < L$ であることを特徴とする摺動部品。

【請求項22】 両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と、2部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義したとき、前記 t_1 および t_2 が h よりも小さいことを特徴とする請求項21記載の摺動部品の表面粗さ構造。

【請求項23】 両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面における溝の最大幅の平均値を b とし、表面硬度が低い方の摺動面における溝間の最小距離の平均値を L としたときに、 $b < L$ であることを特徴とする請求項21または請求項22記載の摺動部品。

【請求項24】 両摺動面のうちの表面硬度が低い方の摺動面における溝の最大幅の平均値を B としたときに、 $B > b$ であることを特徴とする請求項22または請求項23記載の摺動部品。

【請求項25】 前記 h が当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件において算出されたものであることを特徴とする請求項22ないし請求項24のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項26】 摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンスカートであることを特徴とする請求項22ないし請求項25のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項27】 両部品が自動車用内燃機関のものであって、シリンダーボアおよびピストンスカートの摺動面におけるベース面の凹凸が最大粗さ表示 R_y で $1\mu\text{m}$ 以下であり、シリンダーボアにおける溝の平均深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値が $100\mu\text{m}$ 以下であると、共に、ピストンスカートにおける溝の平均深さが $5\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値が 1mm 以下であることを特徴とする請求項26記載の摺動部品。

【請求項28】 ピストンスカートおよびピストンリングとシリンダーボアとの摺動面が完全平滑面と仮定したときに当該部品間に形成される隙間への相対運動による

潤滑油の流入量と当該部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量とがバランスする時の摺動面間の最接近距離を h とし、ピストン上下動ストロークの中央部におけるピストンスカートとシリンダボアおよびピストンリングとシリンダボアとの2組の摺動面における h の小さい方の値を h_0 とすると共に、シリンダボアにおける溝の最大幅の平均値を b 、溝間の最小距離の平均値を L' 、シリンダボアにおける溝間の最小距離の平均値を L とし、ピストンリングとシリンダボアの摺動方向の接触幅を a とすると、ピストンスカート、ピストンリングおよびシリンダボアにおけるベース面の凹凸の最大高さが h_0 以下で、かつ $b > L$ 、 $b + L' < a$ の関係にあることを特徴とする請求項23ないし請求項27のいずれかに記載の摺動部品。

【請求項29】 ピストンスカート、ピストンリングおよびシリンダボアの摺動面におけるベース面がそれぞれ $1\mu\text{m}$ 以下の最大高さの凹凸を有し、シリンダボアにおける溝の最大幅の平均値 b が $1\sim 50\mu\text{m}$ 、溝の平均深さが $1\sim 10\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 L' が $100\mu\text{m}$ 以下で、ピストンスカートにおける溝の最大幅の平均値 B が $50\mu\text{m}$ 以上、溝の平均深さが $5\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 L が $50\mu\text{m}$ 以上 1mm 以下であることを特徴とする請求項28記載の摺動部品。

【請求項30】 内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面の表面形状により形成される2部品間の隙間形状において隙間から漏れる潤滑油の流れ方向の圧力勾配に対する流動抵抗が両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間形状における流動抵抗と等しい状態のときに、2部品間の隙間の逆数を面積分した値が完全平滑面で形成される隙間形状における値よりも小さい摺動部品を用いたことを特徴とする内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、機械部品の摺動面に形成された微細形状に基づく摩擦低減技術に係わり、例えば自動車用のレシプロ式内燃機関の摩擦損失を低減することができるレシプロ式内燃機関用摺動部品の表面粗さ構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術】レシプロ式内燃機関の摺動部品として、例えばクランクシャフトを支持する軸受メタルの表面形状としては、すべり面に所定の深さと面積を有する潤滑油ポケットを備えたものが特開2000-504089号公報に開示されており、このような軸受メタルの相手部品であるクランクシャフトの摺動面は、例えば図11に示すように、微細な凹凸面における深い谷の部分が、ある広い範囲に連続しているのが特徴であり、軸受メタル

の表面に、上記浮ポケットが存在し、その油溜りの効果によって不十分な潤滑時や、高回転高荷重時の耐焼き付き性が向上している。

【0003】また、例えばピストンスカートの摺動面は、図12に示すように、旋削加工やローラ転造などの方法によって、十点平均粗さ R_z が $20\mu\text{m}$ 以上となるように加工され、ピストンスカート部の摩擦が進行しても、油溜りとしてのたに部が残されるようになっており、その油溜りの効果によって不十分な潤滑時や、高回転高荷重時の耐焼き付き性が同様に向上している。また、相手部品であるシリンダボアの摺動面は、例えば図13(a)および(b)に示すようにクロスハッチ状に加工されており、粗さの凹凸の谷が深い部分がある広い範囲に連続している。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記のような摺動部品の表面粗さ構造にあっては、荷重を受ける摺動面間に形成される潤滑油膜の厚さは、相対運動に起因して、部品間の隙間に巻き込む潤滑油の流量と、荷重に起因する圧力によって前記隙間から漏れ出る潤滑油の流量とのバランスによって決定される。このとき、隙間から漏れ出ようとする油は、修道する2つの面の表面形状によって形成される空間を流れ、流動抵抗が小さい部分からより多く流れる。また、その流れは層流となるので、流量は隙間の3乗に比例する。したがって、流動方向に連続して隙間の広い空間があると、流動抵抗が大きく低下することになる。

【0005】ここで、上記のような組み合わせで摺動する場合、クランクシャフトやシリンダボアの摺動面における深い谷の部分が広い範囲に連続している個所が軸受メタルやピストンスカートに形成された油溜りの窪み部分ををつなぐ確率が高く、隙間から漏れ出ようとする油は、この連続した隙間の大きい領域を選択的に流れるために、流動抵抗が減少し、これによって油膜厚さが小さくなり、流体のせん断力が大きくなって摩擦損失が増大するという問題があり、このような問題点の解消が摺動面間の摩擦を低減して内燃機関の効率を向上させる上での課題となっていた。

【0006】

【発明の目的】本発明は、従来のレシプロ式内燃機関用の摺動部品における上記課題に着目してなされたものであって、2部品の摺動面間を流れる潤滑油の流動抵抗の減少を防止することができ、潤滑油の油膜厚さを確保して摩擦損失を低減し、もって内燃機関の効率を向上させることができるレシプロ式内燃機関用摺動部品を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明の請求項1に係わる内燃機関用摺動部品は、内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品

の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面の表面形状により形成される２部品間の隙間形状において隙間から漏れる潤滑油の流れ方向の圧力勾配に対する流動抵抗が両摺動面を完全平滑面としたときに２部品間に形成される隙間形状における流動抵抗と等しい状態のときに、２部品間の隙間の逆数を面積分した値が完全平滑面で形成される隙間形状における値よりも小さい構成としたことを特徴としており、当該摺動部品の実施の形態として請求項２に係わる摺動部品においては、両摺動面が最大高さの凹凸を持つベース面に、該ベース面にまわりを囲まれたディンプル状の窪みを有し、各摺動面のくぼみの最大深さを H とすると、 H/t が１よりも大きく、両摺動面の窪みの最大径が摺動面の最も短いスパン以下であり、一方の摺動面における窪みの最大径の平均値を d とし、他方の摺動面における窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ である構成とし、本発明の請求項３に係わる摺動部品は、同じく内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された２部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面が最大高さの凹凸を持つベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、両摺動面を完全平滑面としたときに２部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と、２部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義した場合に、該 h が t よりも大きく、各摺動面の窪みの平均深さの少なくとも一方が h よりも大きく、両摺動面の窪みの最大径が潤滑油膜の形成されている範囲の最も短いスパン以下であり、一方の摺動面の窪みの最大径の平均値を d とし、他方の摺動面の窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ である構成としたことを特徴としており、内燃機関用摺動部品におけるこのような構成を前述した従来の課題を解決するための手段としている。

【０００８】本発明の請求項３に係わる摺動部品の実施の形態として、請求項４に係わる摺動部品においては、両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面における窪みの最大径の平均値を d とし、表面硬度が低い方の摺動面における窪み間の最小距離の平均値を l としたときに、 $d < l$ である構成とし、同じく実施の形態として、請求項５に係わる摺動部品においては、両摺動面のうちの表面硬度が低い方の摺動面における窪みの最大径の平均値を D としたときに、 $D > d$ である構成とし、請求項６に係わる摺動部品においては、両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが h よりも小さく、表面硬度が低い方の摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さが h よりも大きい構成とし、請求項７に係わる摺動部品においては、前記 h が当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件において算出されたものである構成とし、請求項８

に係わる摺動部品においては、当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件において算出される前記 h を h_0 としたときに、他の運転条件における h は、 h_0 よりも小さくなることもある構成とし、請求項９に係わる摺動部品においては、請求項７および請求項８における摩擦損失への影響が最も大きい条件を最高回転数の $1/3$ の回転、最大負荷の $1/4$ の条件とし、請求項１０に係わる摺動部品においては、最も運転時間が長いときの運転条件を最高回転数の $1/3$ の回転、最大負荷の $1/4$ の条件としたことを特徴としている。

【０００９】また、請求項１１に係わる摺動部品においては、摺動面の表面硬度が高い方の部品がクランクシャフトであり、表面硬度が低い方の部品が前記クランクシャフトを支持する軸受メタルである構成としたことを特徴としており、このとき、請求項１２に記載しているように両部品を自動車用内燃機関のものとして、クランクシャフト摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さを $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、軸受メタル摺動面における窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、その最大径の平均値を 1mm 以下とすることができる。請求項１３に係わる摺動部品においては、摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンスカートである構成としたことを特徴としており、このとき、請求項１４に記載しているように両部品を自動車用内燃機関のものとして、シリンダーボア摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さを $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、ピストンスカート摺動面における窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、その最大径の平均値を 1mm 以下とすることができ、請求項１５に係わる摺動部品においては、摺動面の表面硬度が高い方の部品がピストンリングであり、表面硬度が低い方の部品がシリンダーボアである構成としたことを特徴としており、このとき、請求項１６に記載しているように両部品を自動車用内燃機関のものとし、ピストンリング摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さを $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、シリンダーボア摺動面における窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、その最大径の平均値を 1mm 以下とすることができる。さらに、請求項１７に係わる摺動部品においては、摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンリングである構成としたものであり、このとき、請求項１８に記載しているように、両部品を自動車用内燃機関のものとして、シリンダーボア摺動面におけるベース面の凹凸の最大高さを $1\mu\text{m}$ 以下、窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、ピストンリング摺動面における窪みの平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、その最大径の平均値を 1mm 以下とすることができる。

【００１０】また、本発明の請求項１９に係わる内燃機関用摺動部品は、内燃機関のピストンスカートおよびピ

ストンリングがシリンダーボアと摺動する部位における表面粗さ構造に関するものであって、当該内燃機関において想定された最も運転時間が長い条件において、ピストンスカートおよびピストンリングとシリンダーボアとの摺動面が完全平滑面と仮定したときに当該部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と当該部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量とがバランスする時の摺動面間の最接近距離を h とし、ピストン上下動ストロークの中央部におけるピストンスカートとシリンダーボアおよびピストンリングとシリンダーボアとの2組の摺動面における h の小さい方の値を h とすると、シリンダーボアおよびピストンリングの摺動面が h よりも小さい最大高さの凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、当該窪みの深さが h よりも大きく、窪みの最大径の平均値がピストンリングの摺動面の幅いかであると共に、ピストンスカートの摺動面が h よりも小さい最大高さの凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれたディンプル状の窪みを有し、当該窪みの深さが h よりも大きく、かつシリンダーボアの窪みの最大径の平均値を d 、ピストンスカートの窪み間の最小距離の平均値を L_1 、ピストンリングの窪み間の最小距離の平均値を L_2 とすると、 $d < L_1$ かつ $d < L_2$ である構成とし、本発明の請求項20に係わる内燃機関用摺動部品は、内燃機関のシリンダーボア、ピストンスカートおよびピストンリングの摺動面における表面粗さ構造に関するものであって、シリンダーボアの摺動面は最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値 d が $50\mu\text{m}$ 以下の窪みを有し、該シリンダーボアに摺接するピストンスカートの摺動面は最大高さが $5\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値が 1mm 以下の窪みを有し、前記シリンダーボアに摺接するピストンリングの摺動面は最大高さが $1\mu\text{m}$ 以下の凹凸を有するベース面に、該ベース面にまわりを全て囲まれ、深さが $1\sim 50\mu\text{m}$ 、最大径の平均値が $50\mu\text{m}$ 以下の窪みを有し、さらにピストンスカートの窪み間の最小距離の平均値を L_1 、ピストンリングの窪み間の最小距離の平均値を L_2 とすると、 $d < L_1$ かつ $d < L_2$ である構成としたことを特徴としている。

【0011】さらに、本発明の請求項21に係わる内燃機関用摺動部品は、内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造に係わり、両摺動面がそれぞれ最大高さ t_1 、 t_2 (μm)の凹凸を持つベース面に、摺動方向と 45° 以上の角度をなす複数の溝を互いに交差することなく有し、両摺動面の溝の最大深さを H (μm)として H/t_1 、 H/t_2 が1よりも大きく、前記溝の最大幅が潤滑油膜の形成されている摺動方向の接触

長さ以下であり、一方の摺動面における溝の最大幅の平均値を b (μm)とし、他方の摺動面における溝間の最小距離の平均値を L (μm)としたときに、 $b < L$ である構成とし、当該請求項に係わる摺動部品の表面粗さ構造の実施の形態として、請求項22に係わる摺動部品においては、両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と、2部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義したとき、前記 t_1 および t_2 が h よりも小さい構成とし、同じく実施の形態として、請求項23に係わる摺動部品においては、両摺動面のうちの表面硬度が高い方の摺動面における溝の最大幅の平均値を b とし、表面硬度が低い方の摺動面における溝間の最小距離の平均値を L としたときに、 $b < L$ である構成とし、請求項24に係わる摺動部品においては、両摺動面のうちの表面硬度が低い方の摺動面における溝の最大幅の平均値を B としたときに、 $B > b$ である構成とし、請求項25に係わる摺動部品においては、前記 h が当該摺動部品を搭載したレシプロ式内燃機関において想定された運転条件のうちで摩擦損失への影響が最も大きい条件において算出されたものである構成とし、請求項26に係わる摺動部品においては、摺動面の表面硬度が高い方の部品がシリンダーボアであり、表面硬度が低い方の部品がピストンスカートである構成としている。そして、請求項27に係わる摺動部品においては、両部品を自動車用内燃機関のものとして、シリンダーボアおよびピストンスカートの摺動面におけるベース面の凹凸を最大粗さ表示 R_y で $1\mu\text{m}$ 以下とし、シリンダーボアにおける溝の平均深さを $1\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値を $100\mu\text{m}$ 以下とすると共に、ピストンスカートにおける溝の平均深さを $5\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値を 1mm 以下とすることができる。

【0012】さらに実施の形態として、請求項28に係わる摺動部品においては、ピストンスカートおよびピストンリングとシリンダーボアとの摺動面が完全平滑面と仮定したときに当該部品間に形成される隙間への相対運動による潤滑油の流入量と当該部品間に発生する圧力による潤滑油の流出量とがバランスする時の摺動面間の最接近距離を h とし、ピストン上下動ストロークの中央部におけるピストンスカートとシリンダーボアおよびピストンリングとシリンダーボアとの2組の摺動面における h の小さい方の値を h_0 とすると共に、シリンダーボアにおける溝の最大幅の平均値を b 、溝間の最小距離の平均値を L' 、シリンダーボアにおける溝間の最小距離の平均値を L とし、ピストンリングとシリンダーボアの摺動方向の接触幅を a とすると、ピストンスカート、ピストンリングおよびシリンダーボアにおけるベース面の凹凸の最大高さが h_0 以下で、かつ $b > L$ 、 $b + L' < a$ の関係にある構成とし、請求項29に係わる摺動部品に

おいては、ピストンスカート、ピストンリングおよびシリンダーボアの摺動面におけるベース面がそれぞれ $1\mu\text{m}$ 以下の最大高さの凹凸を有し、シリンダーボアにおける溝の最大幅の平均値 b が $1\sim 50\mu\text{m}$ 、溝の平均深さが $1\sim 10\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 l' が $100\mu\text{m}$ 以下で、ピストンスカートにおける溝の最大幅の平均値 B が $50\mu\text{m}$ 以上、溝の平均深さが $5\sim 50\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 L が $50\mu\text{m}$ 以上 1mm 以下である構成とし、内燃機関用摺動部品の表面粗さ構造におけるこのような構成を前述した従来の課題を解決するための手段としたことを特徴としている。

【0013】本発明に係わる内燃機関は、内燃機関において相対運動し、摺動面間が層流状態の潤滑油で潤滑された2部品の摺動面における表面粗さ構造であって、両摺動面の表面形状により形成される2部品間の隙間形状において隙間から漏れる潤滑油の流れ方向の圧力勾配に対する流動抵抗が両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間に形成される隙間形状における流動抵抗と等しい状態のときに、2部品間の隙間の逆数を面積分した値が完全平滑面で形成される隙間形状における値よりも小さい摺動部品を用いた構成としたことを特徴としている。

【0014】

【発明の効果】本発明に係わる内燃機関用摺動部品によれば、上記構成、とくに両摺動面が最大高さ t の凹凸を有するベース面に、ディンプル状の窪みや、摺動方向と 45° 以上の角度をなす溝を備え、両摺動面を完全平滑面としたときに2部品間の隙間に対する潤滑油の流入量と流出量がバランスする時の摺動面間の最接近距離を h と定義した場合に、各摺動面の窪みの最大深さを t よりも大きくしたり、両摺動面の窪みの最大径を摺動面の最も短いスパン以下としたり、一方の摺動面の窪みの最大径の平均値を他方の摺動面における窪み間の最小距離の平均値よりも小さくしたり、前記 h を t よりも大きく、各摺動面における窪みの平均深さの一方もしくは両方が h よりも大きくしたり、両摺動面の窪みの最大径を潤滑油膜の形成されている範囲の最も短いスパン以下としたり、両摺動面における溝の最大深さを t よりも大きくしたり、両摺動面における溝の最大幅を潤滑油膜の形成されている摺動方向の接触長さ以下としたり、一方の摺動面の溝の最大幅の平均値を他方の摺動面における溝間の最小距離の平均値よりも小さくしたりすることにより、一方の摺動面に形成された油溜りとして機能する窪みや溝同士が他方の摺動面の窪みや溝を介して連結される確率が極めて低くなり、流動抵抗の減少が回避され、必要な潤滑油膜の厚さを確保することができ、内燃機関用摺動部品、例えば、軸受メタルとクランクシャフト、ピストンスカートとシリンダーボア、ピストンリングとシリンダーボアなどの間の摩擦損失を減少して、エンジンの出力効率を高めることができるという極めて優れた効果がもたらされる。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明を実施例に基づいて具体的に説明する。

【0016】(実施例1) まず、本発明に係わる摺動部品における表面粗さ構造を自動車用内燃機関の軸受メタルとクランクシャフトの摺動面に適用した例について説明する。なお、ここでの内燃機関は、排気量 2000cc 程度、最高回転数 6000rpm 程度のものを対象とした。

【0017】図1は、上記軸受メタルとクランクシャフトの形状を示すものであって、図1(a)は軸受メタルおよびクランクシャフトの横断面図、図1(b)は上記軸受メタルを収納した軸受ボックスの斜視図、図1

(c)は、図1(a)の線C-Cについての水平断面図である。軸受メタル31は、半割り円筒状の1対のものであって、上下からクランクシャフト32を支持するようになっており、図1(c)2示す軸方向長さ $S1$ は、周方向長さ $S2$ よりも短く、この実施例において摺動面の最も短いスパンとなっている。

【0018】このような軸受メタル31とクランクシャフト32の摺動面間には、潤滑油が十分に供給され、相対回転運動が常発生しているため、流体潤滑油膜 f が形成される。この場合、多用される通常の運転条件、この実施例では運転される頻度が高く、摩擦損失が燃料消費量に影響する割合が大きい条件である 2000rpm 、 $1/4$ 負荷の運転条件では、油膜厚さが $2\mu\text{m}$ になる。

【0019】クランクシャフト32は、スチール製のものであり、熱処理などによって硬度 $Hv500$ 程度に調整されており、この素材にラッピングテープを用いて研磨を加えることによって、非常に微細で交差状の研磨溝からなる平均粗さ $Ra:0.08\mu\text{m}$ 、最大高さ $(t) Ry:0.5\mu\text{m}$ という極めて平滑なベース面10を形成した。

【0020】次いで、この平滑なベース面10に、YAGレーザ装置を用いてパルス状のレーザ光線を照射することによって、図2に示すような独立した微細なディンプル状の窪み11を形成した。なお、この実施例において、窪み11は略球面形状をなすものとし、この窪み11の深さ $k_{1\sim n}$ は $3\sim 5\mu\text{m}$ で、平均値 $4\mu\text{m}$ ($k=4\mu\text{m}$)、窪み11の直径 $d_{1\sim n}$ は $10\sim 30\mu\text{m}$ で、平均値 $20\mu\text{m}$ ($d=20\mu\text{m}$)であり、窪み11の面積率は $30\sim 80\%$ であった。

【0021】一方、軸受メタル31は、ブローチ加工(ボーリング加工でも可)によって、最大高さ t (Ry)が $1.0\mu\text{m}$ の凹凸を有するベース面10を形成し、当該ベース面10にパルス状のレーザ光線を照射することによって、同様の窪み11を形成した。この窪み11の深さ $k_{1\sim n}$ は $3\sim 10\mu\text{m}$ で、平均値 $7\mu\text{m}$ ($k=7\mu\text{m}$)、窪み11の直径 $d_{1\sim n}$ は $50\sim 80\mu\text{m}$

で、平均値 $60\mu\text{m}$ ($d=60\mu\text{m}$) であり、窪み11のピッチ P_{11} は $110\sim 180\mu\text{m}$ 、平均 $150\mu\text{m}$ (窪み間の最小距離の平均値 $L=30\mu\text{m}$) であった。

【0022】このような表面粗さを備えたクランクシャフトおよび軸受メタルにおいて、荷重を受ける摺動面に形成される潤滑油膜の厚さは、クランクの回転によって起こるクリアランスに潤滑油を巻き込む流量と、荷重に起因する圧力によってその隙間から漏れ出る流量とのバランスによって決定される。この実施例において、摩擦損失が燃料消費量に影響する割合が大きい上記運転条件では、完全平滑面で考えれば、油膜厚さ $h=2\mu\text{m}$ のとき、そのバランスが得られる。そのとき、隙間から漏れ出ようとする油は、摺動する2つの面の表面形状によって形成される空間を流れ、流動抵抗が小さい部分からより多く流れる。また、その流れは層流なので、潤滑油の流量は隙間の3乗に比例する。よって、流動方向に連続した隙間の広い空間があると、流動抵抗が大きく低下する。この実施例においては、クランクシャフト摺動面の窪み11の最大径の平均値 d が $20\mu\text{m}$ である一方、軸受メタル摺動面における窪み11間の最小距離の平均値 L が $30\mu\text{m}$ ($d<L$) であるので、窪み同士が連結されることが確率的に非常に少なくなるので、隙間の大きな空間がどの方向に対しても連続する可能性がほとんどなく、隙間から漏れ出ようとする油は、クランクシャフトの窪み11の周りのベース面10と、軸受メタルの窪み11の周りのベース面10との間の比較的狭い流路を必ず通過する必要があり、隙間から漏れ出ようとする油の流動抵抗が大きくなる。このことによって、全体の凹凸は大きくても、摺動面間の最接近距離が小さくなることなく、粗さ先端の流体せん断力を大きくすることなく、凹部分の流体せん断力が小さくなるので摩擦損失を減らすことができる。

【0023】次に、このような効果を定量的に検討する。

【0024】この実施例のように、 $d<L$ の条件を満たす場合、潤滑油の流れは、必ず隙間分布の狭い部分を通過するので、流動抵抗の合計は、隙間分布を図3のように2次元形状と考えて、その凹凸に直交した層流圧力流れに対する抵抗で近似できる。この流動抵抗を粗さ形状に対して計算し、完全平滑面で考えて油膜厚さ $h=2\mu\text{m}$ のときの流動抵抗と同じになる2面間の接近状態を求めた。窪み間のベース面の粗さ形状を3次元的にランダムと考えれば、その流動抵抗は平滑な場合で近似できるので平滑とした。この2面間の近接状態がその運転条件での2面の摺動状態に対応する。

【0025】また、その時のせん断摺動による摩擦損失は、油膜厚さの逆数の面積分に比例すると近似できる。ここで、油膜厚さの逆数に対する窪み間のベース面の粗さ形状の影響は大きく、無視することはできない。よって、油膜厚さの逆数の合計は、窪み間のベース面の

ランダムな粗さ形状と窪みのディンプル形状を合成した形状に対して計算した。粗さ形状を変化させ、そのときの合成粗さの高さの累積分布の例 (Abbottの負荷曲線) を図4に示し、計算データを整理したパラメータを示す。

【0026】窪み間のベース面の粗さ高さ相当の値を r 、窪みの深さに相当する値を H 、窪みの面積割合の相当値を C とおいた。これらのパラメータで整理し、摩擦損失に相当する油膜厚さの逆数の面積分値 T と流動抵抗の等しい完全平滑面での T の値を T_{smooth} として、その比の計算結果を図5~7に示す。

【0027】図5には、窪みの深さに相当する値 H/h に対して、 r/h の値および C の値をパラメータとして整理した結果を示す。 r が小さい場合、 H が大きいほど T は小さくなるが、 r が大きい場合、逆の傾向となる。

【0028】図6には、窪みの面積割合の相当値 C に対して、 r/h の値および H/h の値をパラメータとして整理した結果を示す。この場合も r が小さい場合、 C が大きいほど T は小さくなるが、 r が大きい場合は逆の傾向となる。

【0029】図7には、窪み間のベース面の粗さ高さ相当の値 r/h に対して、 C の値をパラメータとして整理した結果を示す。 r/h がある値以上大きいと空隙に T の値は大きくなり、 C の値が大きいほど、小さな r/h で T は大きくなる。

【0030】この検討から、本発明に係わる表面粗さ形状によって、摩擦損失が減少するのは、以下の理由であることがわかる。

【0031】流動抵抗が隙間の3乗に逆比例するので、大きな窪みが存在しても、潤滑油の流れが必ず狭い部分を通過するようになり、流動抵抗が大きくなって平滑面と同等の流動抵抗を得るための摺動面間最接近距離がさほど小さくならない。しかし、窪みの存在は流動抵抗を必ず小さくするので、最接近距離は平滑面の場合より必ず接近する。一方、窪みの存在はせん断率 (隙間の逆数と相対速度の積) の小さな部分の面積を広くする。したがって、結果として最接近距離が小さくなった部分のせん断率が大きくなった分より窪みの存在によるせん断率の小さな部分の面積を広くする効果が上回って、全体の摩擦損失が低下する。よって、窪み間のベース面の粗さ高さが大きいと、窪みの存在による流動抵抗を小さくし、最接近距離を小さくする影響が窪みの存在によるせん断率の小さな部分の面積を広くする効果を上回って、逆に窪みの存在によって摩擦が大きくなる。摩擦は隙間に逆比例するので、 r が油膜厚さ h に近くなると、摩擦増大の影響が大きくなることわかる。つまり、2面の表面形状で形成される2部品間の隙間形状の、隙間から漏れる流れの方向に対する圧力勾配に対する流動抵抗が2つの面が完全平滑面で形成される隙間形状での流動抵抗と等しい状態のときに、2部品間の隙間の逆数を面積

分した値が、その完全平滑面で形成される隙間形状での値よりも小さいときに摩擦損失が低減することがわかる。

【0032】よって、それぞれ2面の窪みのまわりの平滑面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さいときに、 $d < L$ の形状であれば、窪みの面積が大きく深いほど摩擦損失が低減する。また、それぞれ2面の窪みのまわりの平滑面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さいときに、 $d < L$ の形状であれば、2面の表面形状で形成される2部品間の隙間形状の、隙間から漏れる流れの方向に対する圧力勾配に対する流動抵抗が、2つの面が完全平滑面で形成される隙間形状での流動抵抗と等しい状態のときに2部品間の隙間の逆数を面積分した値がその完全平滑面で形成される隙間形状での値よりも小さくなるということである。

【0033】当該実施例では、2面の窪みのまわりのベース面における凹凸の最大高さの合計が $1.5\mu\text{m}$ であり、油膜厚さよりも小さいため、摩擦を小さくすることができる。原理から明らかなように、窪みの大きさの関係は、ここで示したものだけでなく、 $d (= 20\mu\text{m})$ を軸受側の窪みの直径としても効果があることがわかる。つまり、それぞれ2面の窪みのまわりのベース面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さい時に、 $d < L$ の形状であることが本発明の効果が得られる条件であり、本発明の特徴である。

【0034】また、窪みの大きさが大きく、流体潤滑油膜が発生している範囲より大きければ、上記原理を考えれば、その効果がなくなることは自明である。また、窪みの深さは必要以上に深くても摩擦は低減せず、あまりに窪みの容積が大きいと潤滑油の圧縮性の影響が現れ、部品表面の最接近距離が小さくなる場合も考えられる。

【0035】また、以上の作用効果の原理から、いかなる摺動部位でも、相対運動する2つの面間が流体である潤滑剤で潤滑され、その部品間の潤滑油の流れが層流であり、ある荷重を支えつつ摺動する2つの部品の表面形状に関しては、上記構成とすることにより、上記実施例で示した作用効果が得られることが明らかである。また、この実施例では、2面の窪みをレーザ光線を照射することによって略球面形状を有する独立したディンプルとしたが、図2のような不規則な形状であっても、窪みがそれぞれ独立している限り同様な効果が得られることも原理的に明らかである。

【0036】また、当該実施例のように、一方の部品、ここでは軸受メタルの硬度が、他方の部品、ここではクランクシャフトの硬度よりも小さい場合、直接接触があると、摩擦によって軸受メタル側の表面が削り取られる。このとき、この実施例のように、硬い方の窪みの直径を d として、 $d < L$ の関係を持たせることで、小さな d であっても摩擦によって窪みがなくなるようなことが少なく、 L が小さく設定できるので、軸受側の窪み割合

を大きく設定してもこの関係が崩れることがなく、硬度の低い側の窪みの径を大きくすることによって窪み自体が摩耗によってなくなる時間を長くすることができ、摩擦低減効果を長期間維持することができる。さらに、運転初期のなじみ効果を期待すれば、軸受メタル側の窪みのまわりのベース面の凹凸の最大高さ当初油膜厚さよりも大きくても、なじみ終了後に油膜厚さよりも小さくなれば、当該実施例と同等の効果が得られる。

【0037】さらに、例えば自動車用内燃機関のクランク軸受、ピストン摺動面であれば、その相対摺動速度は機関の最高回転時に 20m/s を超え得る。このような条件の時には、摺動摩擦発熱に基づく温度上昇による粘度低下に起因して、油膜厚さが小さくなり、部品に作用する慣性力などによる部品の弾性変形などによって、直接接触の頻度が高くなる。また、他の機構においても、このような高速摺動時に例えば異物の混入などによって部品間の直接接触が発生すれば、その摺動速度が高いために、局所的な冷却作用があることが部品の耐焼き付き性を確保するために有効である。この実施例のようにディンプル状の窪みを形成することによって、窪みの中にある程度の体積の潤滑油が存在できるので、冷却効果が期待できる。また、混入した異物を窪みに捕捉して、部品間の直接接触を低減することもできる。

【0038】とくに、例えば高回転の高温条件下における自動車用内燃機関のクランク軸受のように、通常の運転条件に較べて油膜厚さが小さくなる条件で運転されるものについては、上記の冷却効果による実質粘度の向上による耐摩耗性の向上にも有効である。

【0039】また、自動車用内燃機関のクランク軸受に限定して考えれば、通常の運転条件に対する油膜厚さは、この実施例で示した値からさほど大きく逸脱しないので、この実施例に示した形状の数値により共通の効果が得られる。

【0040】（実施例2）上記作用効果は、他の摺動部材、他の摺動部位においても同様に得られる。例えば、図8に示すように、内燃機関のシリンダーボア35とピストンリング36、シリンダーボア35とピストンスカート37の摺動面に対しても、油膜厚さの値に対して同様の関係で表面形状を形成すれば、同様の効果を得ることができる。さらに、ピストンはシリンダーに対して往復摺動するので、摺動が停止する上下死点においては、流体潤滑油膜の形成能力が低下し、油膜厚さが小さくなり直接接触の発生が多くなる。このとき、上記のようなディンプル状の窪みが摺動面に存在することによって、局所的冷却、境界膜の破断面への潤滑剤の連続した供給が可能となり、耐摩耗性、耐スカッフ性も向上させることができる。

【0041】さらに、内燃機関を前記自動車用のものと限定すれば、その常用運転条件において、摺動速度が比較的大きいので、摩擦損失寄与度が大きいストローク中

中央部のタイミングの油膜厚さは、ピストンスカートの $8\mu\text{m}$ 程度、ピストンリングが $1\mu\text{m}$ 程度となる。よって、例えば以下の表面形状とすることによって、摩擦損失を低減することができる。なお、自動車用のものと限定すれば、通常の運転条件に対する油膜厚さがここで示した値からさほど大きく逸脱することはないので、上記数値の表面形状とすることにより共通の効果が得られる。

【0042】すなわち、シリンダーボアは、鋳鉄材からなり、熱処理などによって硬度 H_v300 程度に作成され、ピストンスカートはアルミ合金製で、 H_v150 程度であり、ピストンリングにはクロムめっきがなされ、その表面硬度は H_v1000 程度である。

【0043】まず、シリンダーボアについては、ホーニング加工によって研磨を施し、非常に微細な交差状研磨溝からなる平均粗さ $R_a:0.13\mu\text{m}$ 、最大高さ $R_y(t):1\mu\text{m}$ という平滑な平面（ベース面）とした。次いで、YAGレーザ装置を用いて、この平面にパルス状のレーザ光線を照射することによって、深さ $3\sim5\mu\text{m}$ 、直径 $10\sim30\mu\text{m}$ で平均値 $20\mu\text{m}$ （ $d=20\mu\text{m}$ ）、ピッチ $60\sim100\mu\text{m}$ で平均値 $80\mu\text{m}$ （窪み間の最小距離の平均値 $L=30\mu\text{m}$ ）の略球面形状をなすディンプル状の窪みを形成した。

【0044】ピストンリングについては、同様の加工によって同様の交差状研磨溝からなる平均粗さ $R_a:0.13\mu\text{m}$ 、最大高さ $R_y(t):1\mu\text{m}$ の平面（ベース面）に、同様のYAGレーザを照射することによって、深さ $3\sim5\mu\text{m}$ 、直径 $10\sim30\mu\text{m}$ で平均値 $20\mu\text{m}$ （ $d=20\mu\text{m}$ ）、面積率 $30\sim80\%$ の略球面形状をなすディンプル状の窪みを形成した。

【0045】さらに、ピストンスカートについては、研削加工によって上記の平滑面（ベース面）を形成した後、この平滑面にパルス状のYAGレーザを照射することによって、深さ $10\sim15\mu\text{m}$ で平均値 $13\mu\text{m}$ 、直径 $50\sim80\mu\text{m}$ で平均値 $60\mu\text{m}$ 、ピッチ $110\sim180\mu\text{m}$ で平均値 $150\mu\text{m}$ （窪み間の最小距離の平均値 $L=30\mu\text{m}$ ）の窪みを同様に形成した。

【0046】上記において、シリンダーボアーピストンリング間で d （リング） $<L$ （ボア）の関係、シリンダーボアーピストンスカート間で d （ボア） $<L$ （スカート）の関係がそれぞれ成り立っているため、摩擦損失が低減できる。

【0047】また、以下のような表面形状とすることにより摩擦損失を低減することができ、さらに以下の効果が得られる。

【0048】すなわち、上記と同じ素材、同じ加工方法により、シリンダーボア、ピストンリングおよびピストンスカートの摺動面に同様の大きさの窪みをそれぞれを作成し、ピストンスカートにおける窪み間の最小距離の平均値 $L1$ は $30\mu\text{m}$ とし、ピストンリングにおける窪

みのピッチは $60\sim100\mu\text{m}$ で平均値 $80\mu\text{m}$ 、窪み間の最小距離の平均値 $L2$ は $30\mu\text{m}$ とした。つまり、 d （ボア） $<L1$ （スカート）、かつ d （ボア） $<L2$ （リング）とし、シリンダーボアの窪みの直径が他の窪みより小さく形成されていることが特徴である。

【0049】シリンダーボアのストローク中央部については、その部位をリングおよびスカートが摺動するときは摺動速度が比較的大きいので、油膜厚さが比較的大きい。そのため、摩耗が起こり難い。よって、シリンダーボアの窪みを小さく形成しても、磨耗によって消滅してしまうようなことが起こりにくい。したがって、シリンダーボアの窪みを小さく形成できるので、リング、スカート上の窪みの割合が、 d （ボア） $<L1$ （スカート）かつ d （ボア） $<L2$ （リング）の関係を保つ中で大きくできるので、摩耗によって、リング、スカート上の窪みが小さくなくても摩擦損失低減効果が長期にわたって持続させることができる。

【0050】（実施例3）本発明に係わる摺動部品における表面粗さ構造を自動車用内燃機関のピストンスカートとシリンダーボアの摺動面に適用した例について説明する。ここでの内燃機関は、排気量 2000cc 程度、最高回転数 6000rpm 程度のものについて説明する。

【0051】ピストンスカートはシリンダーボアに対して高速で摺動し、上死点および下死点においてストローク方向が逆転する。この逆転位置付近では、互いの摺動部が瞬間的に境界潤滑にさらされることになるが、摩擦損失寄与度が大いなのはストロークの中央部であり、ストローク中央部分では、潤滑油が十分に供給され、高速での相対運動が常時発生しているため、流体潤滑油膜が形成される。多用される通常の運転条件、この実施例では運転される頻度が高く、摩擦損失が燃料消費量に寄与する割合が大い運転条件である 2000rpm 、 $1/4$ 負荷の運転条件では、摩擦損失寄与度が大いストローク中央部の油膜厚さは、ピストンスカートとシリンダーボア間で $8\mu\text{m}$ 程度、ピストンリングとシリンダーボア間で $1\mu\text{m}$ 程度となる。

【0052】ここで、シリンダーボア表面には、図9に示すように、凹凸の最大高さ t （ R_y ）が $0.5\mu\text{m}$ である平滑なベース面20に、摺動方向に直交する微細な溝21が形成されている。この溝21の深さ $H'_{1\sim N}$ は $3\sim5\mu\text{m}$ で、平均値 H' が $4\mu\text{m}$ 、その幅 $b_{1\sim N}$ は $10\sim30\mu\text{m}$ で、平均値 b が $20\mu\text{m}$ 、さらに溝21のピッチ $P'_{1\sim N}$ は $50\sim100\mu\text{m}$ で、平均値 P' が $80\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 L' が $60\mu\text{m}$ で、溝21の面積率は $10\sim60\%$ である。

【0053】一方、ピストンスカートの表面にも同様に摺動方向に直交する溝21が形成されており、これら溝と溝の間のベース面20は、その凹凸の最大高さ t （ R_y ）が $1.0\mu\text{m}$ の平滑面となっている。当該溝21に

については、その深さ $H_{1\sim 10}$ が $10\sim 15\mu\text{m}$ であって、平均値 H は $13\mu\text{m}$ 、その幅 $B_{1\sim 10}$ は $50\sim 80\mu\text{m}$ であって、平均値 B が $60\mu\text{m}$ 、さらにそのピッチ P は $110\sim 180\mu\text{m}$ であって、平均値 P は $150\mu\text{m}$ 、溝間の最小距離の平均値 L は $90\mu\text{m}$ である。

【0054】なお、シリンダーボアは鋳鉄材からなり、熱処理などによって硬度 H_v300 程度に調整され、ピストンスカートはアルミ合金製であって、その硬さについては H_v150 程度である。シリンダーボアについては、ホーニング加工で研磨することによって、非常に微細で交差状の研磨溝からなる平均粗さ $R_a:0.03\mu\text{m}$ 、最大高さ $t(R_y):0.5\mu\text{m}$ という極めて平滑

なベース面20を形成したのち、このベース面20にYAGレーザを照射することによって、他の溝と交差ししない上記寸法の溝21を上記の間隔で形成した。また、ピストンスカートについては、研削加工によって上記凹凸（最大高さ $t=1.0$ ミクロン）を有するベース面2を形成し、その面に旋削加工を施すことによって上記寸法および間隔の溝21を他の溝と交差しないように形成した。このようにしてシリンダーボアおよびピストンスカートの摺動面に形成した溝21の寸法について、表1にまとめて示す。

【0055】

【表1】

各形状平均値	シリンダーボア	ピストンスカート
溝幅 (μm)	$b=20\mu\text{m}$ (10~30)	$B=60\mu\text{m}$ (50~80)
溝深さ (μm)	$H'=4.0\mu\text{m}$ (3~5)	$H=13.0\mu\text{m}$ (10~15)
溝ピッチ (μm)	$P'=80\mu\text{m}$ (50~100)	$P=150\mu\text{m}$ (110~180)
溝と溝の間隔 (μm)	$L'=60\mu\text{m}$	$L=90\mu\text{m}$

【0056】このような表面粗さを備えたシリンダーボアとピストンスカートにおいて、荷重を受ける摺動面に形成される潤滑油膜は、ピストンの往復動によって起こるクリアランスに潤滑油を巻き込む流量と、荷重に起因する圧力によってその隙間から漏れ出る流量とのバランスによって決定される。この実施例において、運転される頻度が高く、摩擦損失が燃料消費量に影響する割合が大きい上記運転条件である 2000rpm 、 $1/4$ 負荷の運転条件では、完全平滑面で考えれば、油膜厚さ $h=8\mu\text{m}$ のとき、そのバランスが得られる。そのとき、隙間から漏れ出ようとする油は、摺動する2つの面の表面形状によって形成される空間を流れ、流動抵抗が小さい部分からより多く流れる。また、その流れは層流なので、潤滑油の流量は隙間の3乗に比例する。よって、流動方向に連続した隙間の広い空間があると、流動抵抗が大きく低下する。この実施例においては、 $b<L$ なので、溝と溝とが2面間にあっても連結されることが確率的に非常に小さいので、隙間の大きな空間が摺動方向に対して連続する可能性がほとんどなく、隙間から漏れ出ようとする油は、溝21に沿って接触部位外に漏れ出るか、シリンダーボアの溝と溝の間のベース面20と、ピストンスカートの溝と溝の間のベース面20との間の比較的狭い流路を必ず通過する必要がある。これは、従来のクロスハッチ状の表面形状に比較すると、隙間から漏れ出ようとする油の流動抵抗を大きくする効果がある。このことによって、全体の凹凸は大きくても、摺動面の最接近距離が小さくならず、粗さ先端の流体せん断力を大きくすることなく、凹部分の流体せん断力が小さく

なるので摩擦損失を減らすことができる。

【0057】この実施例の場合も、実施例1と同様に説明される。すなわち、 $b<L$ の条件の場合、溝に沿って漏れ出す潤滑油は、溝の間隔に較べて十分に大きいため、油の流れの多くは隙間分布の狭い部分を通過するので、潤滑油の流れの流動抵抗の合計は、隙間分布を図10のように2次元形状と考えて、その形状に直交した層流圧力流れに対する抵抗で近似できる。この流動抵抗を粗さ形状に対して計算し、完全平滑面で考えて油膜厚さ $h=8\mu\text{m}$ のときの流動抵抗と同じになる2面間の接近状態を求めた。溝と溝の間のベース面の粗さ形状を3次元的にランダムと考えれば、その流動抵抗は平滑な場合で近似できるので平滑とした。この2面間の近接状態がその運転条件での2面の摺動状態に対応する。

【0058】また、その時のせん断摺動による摩擦損失は、油膜厚さの逆数の面積分に比例すると近似できる。ここで、溝と溝の間のベース面の粗さ形状は油膜厚さの逆数への影響が大きく、無視することはできない。よって、油膜厚さの逆数の合計は、溝と溝の間のベース面のランダムな粗さ形状と微細溝形状を合成した形状に対して計算した。粗さ形状を変化させ、そのときの合成粗さの高さの累積分布の例を図4に示し、計算データを整理したパラメータを示す。

【0059】溝の間のベース面の粗さ高さ相当の値を r 、溝の深さに相当する値を H 、溝の面積割合の相当値を C とおいた。これらのパラメータで整理し、摩擦損失に相当する油膜厚さの逆数の面積分値 T と流動抵抗の等しい完全平滑面での T の値を T_{smooth} として、その比の

計算結果を図5～7に示す。

【0060】図5には、溝の深さに相当する値 H/h に対して、 r/h の値および T の値をパラメータとして整理した結果を示す。 r が小さい場合、 H が大きいほど T は小さくなるが、 r が大きい場合、逆の傾向となる。

【0061】図6には、溝の面積割合の相当値 C に対して、 r/h の値および H/h の値をパラメータとして整理した結果を示す。この場合も r が小さい場合、 C が大きいほど T は小さくなるが、 r が大きい場合は逆の傾向となる。

【0062】図7には、溝の間のベース面の粗さ高さ相当の値 r/h に対して、 C の値をパラメータとして整理した結果を示す。 r/h がある値以上大きいと空隙に T の値は大きくなり、 C の値が大きいほど、小さな r/h で T は大きくなる。

【0063】以上により、この実施例の表面粗さ形状によって、摩擦損失が減少するのは、以下の理由であることがわかる。

【0064】流動抵抗が隙間の3乗に逆比例するので、大きな凹部が存在しても、潤滑油の流れが必ず狭い部分を通過するような形状とし、その流動抵抗を大きくすることによって、平滑面と同等の流動抵抗を得るための部品表面の最接近距離があまり小さくならない。しかし、溝の存在は流動抵抗を必ず小さくするので、最接近距離は平滑面の場合より必ず接近する。一方、溝の存在はせん断率（隙間の逆数と相対速度の積）の小さな部分の面積を広くする。よって、結果として最接近距離が小さくなった部分のせん断率が大きくなった分より、溝の存在によるせん断率の小さな部分の面積を広くする効果が上回って、全体の摩擦損失が低下する。よって、溝の間のベース面の粗さ高さが大いとき、溝の存在による流動抵抗を小さくし、最接近距離を小さくする影響が溝の存在によるせん断率の小さな部分の面積を広くする効果を上回って、逆に溝の存在によって摩擦が大きくなる。摩擦は隙間に逆比例するので、 r が油膜厚さ h に近くなると、摩擦増大の影響が大きくなる。つまり、2面の表面形状で形成される2部品間の隙間形状の、隙間から漏れる流れの方向に対する圧力勾配に対する流動抵抗が2つの面が完全平滑面で形成される隙間形状での流動抵抗と等しい状態のときに、2部品間の隙間の逆数を面積分した値が、その完全平滑面で形成される隙間形状での値よりも小さいときに摩擦損失が低減することがわかる。

【0065】よって、それぞれ2面の溝のまわりの平滑面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さいときに、 $b < L$ の形状であれば、溝の面積が大きく深いほど摩擦損失が低減する。また、それぞれ2面の溝のまわりの平滑面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さいときに、 $b < L$ の形状であれば、2面の表面形状で形成される2部品間の隙間形状の、隙間から漏れる流れの

方向に対する圧力勾配に対する流動抵抗が、2つの面が完全平滑面で形成される隙間形状での流動抵抗と等しい状態のときに2部品間の隙間の逆数を面積分した値がその完全平滑面で形成される隙間形状での値よりも小さくなるということである。

【0066】当該実施例では、2面の溝のまわりのベース面における凹凸の最大高さの合計が $1.5\mu\text{m}$ であり、油膜厚さ $8\mu\text{m}$ よりも小さいため、摩擦を小さくすることができる。原理から明らかなように、溝の大きさの関係は、ここで示したものだけでなく、 b をピストンスカートの溝の幅としても効果があることがわかる。つまり、それぞれ2面の溝のまわりのベース面の凹凸の最大高さの合計が油膜厚さよりも小さい時に、 $b < L$ の形状であることが本発明の効果が得られる条件であり、本発明の特徴である。

【0067】また、溝の幅が流体潤滑油膜が発生している範囲より大きければ、上記原理を考えれば、その効果がなくなることは自明である。また、溝の深さは必要以上に深くても摩擦は低減せず、あまりに溝の中の容積が大きいと潤滑油の圧縮性の影響が現れ、部品表面の最接近距離が小さくなる場合も考えられる。

【0068】また、以上の作用効果の原理から、いかなる摺動部位でも、相対運動する2つの面間が流体である潤滑剤で潤滑され、その部品間の潤滑油の流れが層流であり、ある荷重を支えつつ摺動する2つの部品の表面形状に関しては、上記構成とすることにより、上記実施例で示した作用効果が得られることが明らかである。

【0069】また、この実施例のように、一方の部品、ここではピストンスカートの硬度が、もう一方の部品、ここではシリンダーボアの硬度よりも小さい場合、直接接点があると、摩擦によってピストンスカート側の表面が削り取られる。このとき、この実施例のように、硬い方の窪みの直径を b として、 $b < L$ の関係を持たせることで、小さな b であっても摩擦によって溝がなくなるようなことが少なく、 L が小さく設定できるので、ピストンスカート側の溝割合を大きく設定してもこの関係が崩れることがなく、柔らかい側の溝の幅を大きくすることによって溝自体が摩擦によってなくなる時間を長くすることができ、摩擦低減効果を長期間維持することができる。さらに、運転初期のなじみ効果を期待すれば、当初、ピストンスカート側の溝と溝の間のベース面の凹凸の最大高さ油膜厚さよりも大きくても、なじみ終了後に油膜厚さよりも小さくなれば、当該実施例と同等の効果が得られる。

【0070】さらに、例えば自動車用内燃機関のピストン摺動面であれば、その相対摺動速度は機関の最高回転時に 20m/s を超え得る。このような条件の時には、摺動摩擦発熱に基づく温度上昇による粘度低下に起因して、油膜厚さが小さくなり、部品に作用する慣性力などによる部品の弾性変形などによって、直接接点の頻度が

高くなる。また、他の機構であっても、このような高速摺動時に例えば異物の混入などによって部品間の直接接触が発生すれば、その摺動速度が高いために、局所的な冷却作用があることが部品の耐焼き付き性を確保するために有効である。この実施例のように溝状の凹部を形成することで、溝の中に所定の体積の潤滑油が存在できるので、冷却効果が期待できる。また、混入した異物を溝内に捕捉して、部品間の直接接触を低減することもできる。また、往復摺動しているので、摺動が停止する上下死点においては、流体潤滑油膜の形成能力が低下し、油膜厚さが小さくなり直接接触の発生が多くなる。このとき、上記のような溝状の凹部が摺動面に存在することによって、局所的冷却、境界膜の破断面への潤滑剤の連続した供給が可能となり、耐摩耗性、耐スカッフ性も向上させることができる。

【0071】上記作用効果は、他の摺動部位、例えば、内燃機関のシリンダーボアとピストンリングの摺動面に対しても、油膜厚さの値に対して同様の関係で表面形状を形成すれば、同様の効果が得られる。

【0072】さらに、内燃機関を前記自動車用のものと限定すれば、その常用運転条件において、摺動速度が比較的大きいので、摩擦損失寄与度が大きいストローク中央部のタイミングの油膜厚さは、ピストンスカートの8 μm 程度、ピストンリングが1 μm 程度となる。よって、例えば以下の表面形状とすることによって、摩擦損失を低減することができる。

【0073】すなわち、シリンダーボアについては、上記同様の素材および加工方法により、最大高さ t (R_y): 0.5 μm の平滑なベース面20上に、深さ3~5 μm 、幅10~30 μm (平均値 $b=20 \mu\text{m}$)、ピッチ60~100 μm (平均値: 80 μm)、溝間の最小距離の平均値 L' が60 μm の溝21を形成する。

【0074】ピストンスカートについては、上記同様に深さ10~15 μm (平均値: 13 μm)、幅50~80 μm (平均値: 60 μm)、ピッチ110~180 μm (平均値: 150 μm)、溝間の最小距離の平均値 L が90 μm の溝21を形成する。

【0075】ピストンリングにはクロムめっきが施され、その表面硬度は1000 Hv程度であり、ピストンリングについては、ホーニング加工により研磨を施すことによって、非常に微細で交差状の研磨溝からなる平均粗さ R_a : 0.03 μm 、最大高さ R_y : 0.5 μm という平滑な平面とした。

【0076】ピストンリングとシリンダーボア間の油膜厚さが1.0 μm であることと、ピストンリングには溝はないものの、溝と溝の間隔を無限大とみれば、 $b < L$ の関係が成り立ち、ピストンリングとシリンダーボア間の摺動接触幅が0.5 mm程度であり、シリンダーボアの溝幅 b に溝と溝の間隔 L' を加えた $b + L'$ より接触幅 a が十分大きいことから、シリンダーボア-ピストン

リング間でも、シリンダーボア-ピストンスカート間と同様に摩擦損失が低減できる。このように、シリンダーボア-ピストンリング間で $b + L' < a$ の関係、シリンダーボア-ピストンスカート間で b (ボア) $< L$ (スカート) が成り立っているので、長期にわたって摩擦損失低減効果を持続させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】(a) 軸受メタルおよびクランクシャフトの形状及び構造を示す横断面図である。

(b) 図1(a)に示した軸受メタルを収納した軸受ボックスを示す斜視図である。

(c) 図1(a)における線C-Cについての水平断面図である。

【図2】(a)、(b)および(c)は本発明に係わる摺動部品としてクランクシャフトおよび軸受メタル(アルミ合金製、Hv100)の摺動表面の微細形状を示すそれぞれ斜視図、平面図および断面図である。

【図3】図2に示した表面形状を2次元形状と見なした該略図である。

【図4】粗さ高さの累積分布を示すグラフである。

【図5】凹部の深さに相当する値 H/h と摩擦損失の関係を示すグラフである。

【図6】凹部の面積割合の相当値 C と摩擦損失の関係を示すグラフである。

【図7】ベース部の粗さ高さ相当の値 r/h と摩擦損失の関係を示すグラフである。

【図8】内燃機関におけるシリンダーボアとピストンリングとピストンスカートを示す概略図である。

【図9】(a)(b)および(c)は本発明に係わる摺動部品としてシリンダーボアおよびピストンスカートの摺動表面の微細形状を示すそれぞれ斜視図、平面図および断面図である。

【図10】図9に示した表面形状を2次元形状と見なした該略図である。

【図11】従来のクランクシャフトの摺動面形状を示すグラフである。

【図12】従来のピストンスカートの表面形状を示す概略図である。

【図13】(a)および(b)は従来のシリンダーボア内面の表面形状を示す概略図である。

【符号の説明】

10、20 ベース面

11 窪み

21 溝

31 軸受メタル

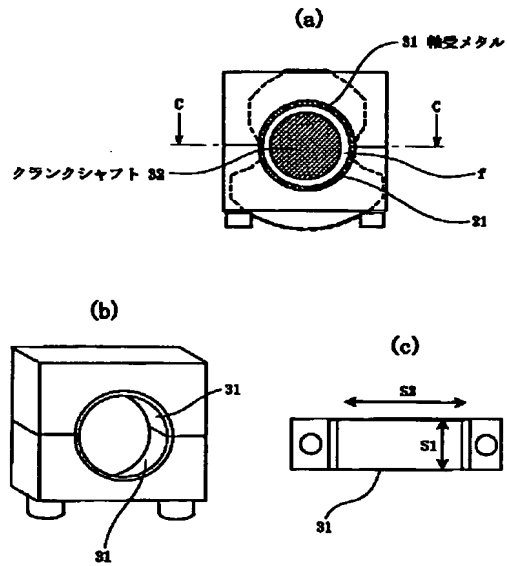
32 クランク

35 シリンダーボア

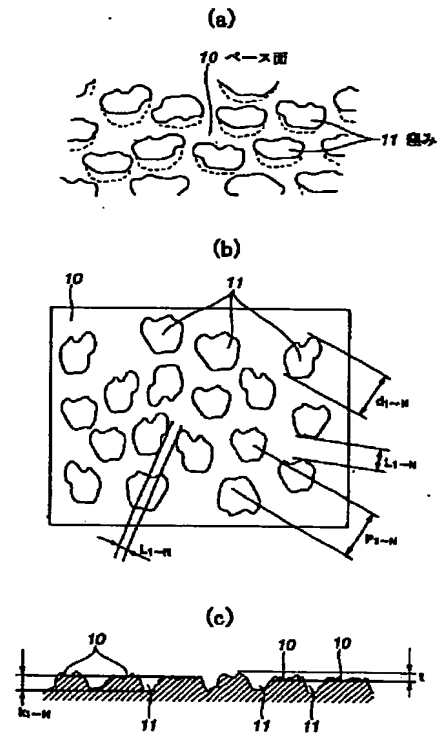
36 ピストンリング

37 ピストンスカート

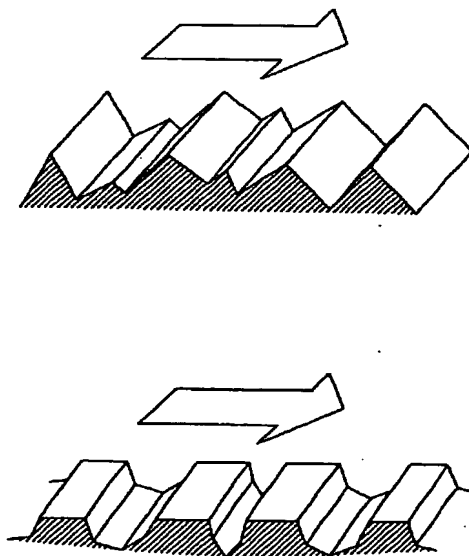
【図1】



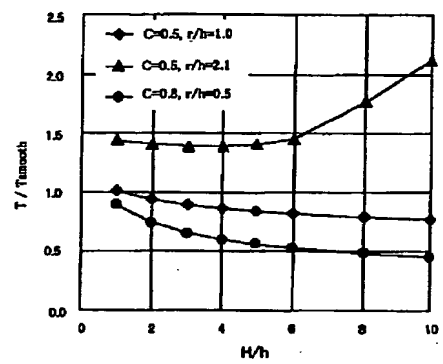
【図2】



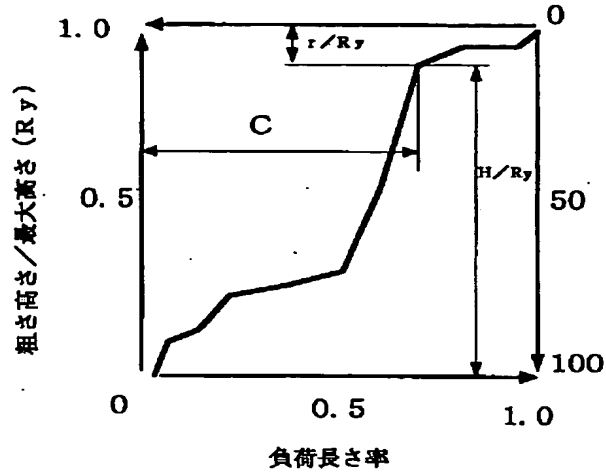
【図3】



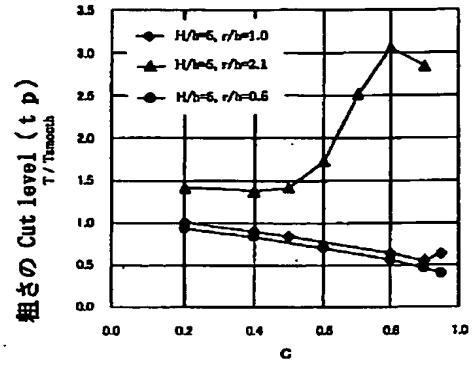
【図5】



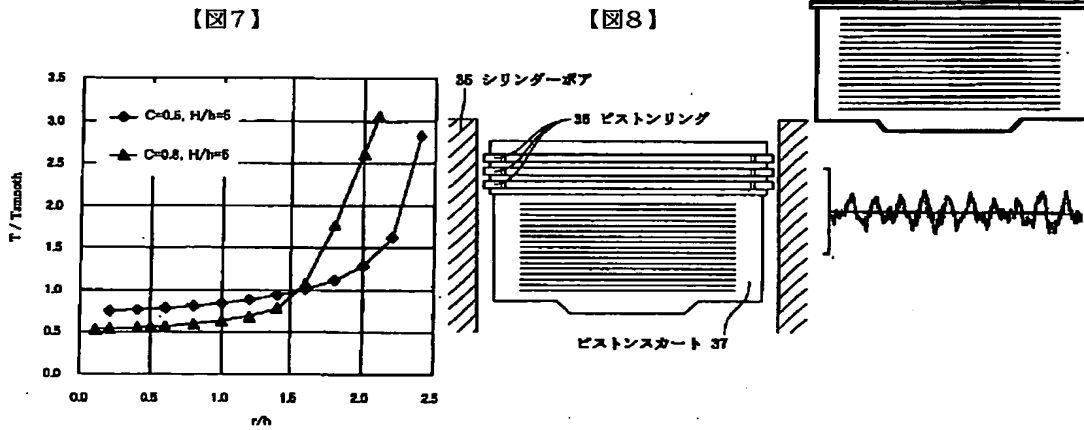
【図4】



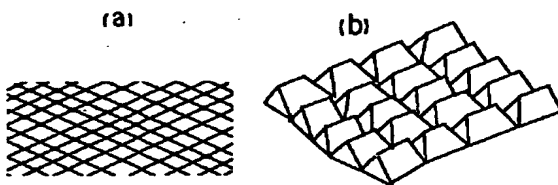
【図6】



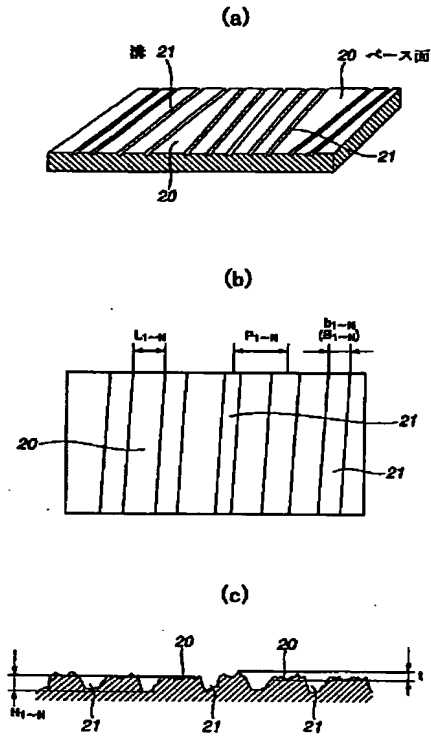
【図12】



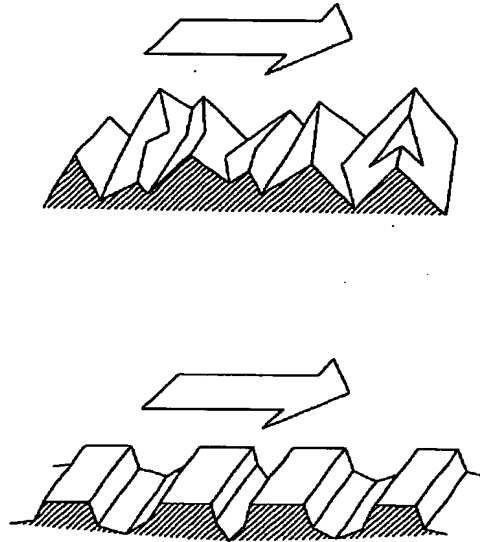
【図13】



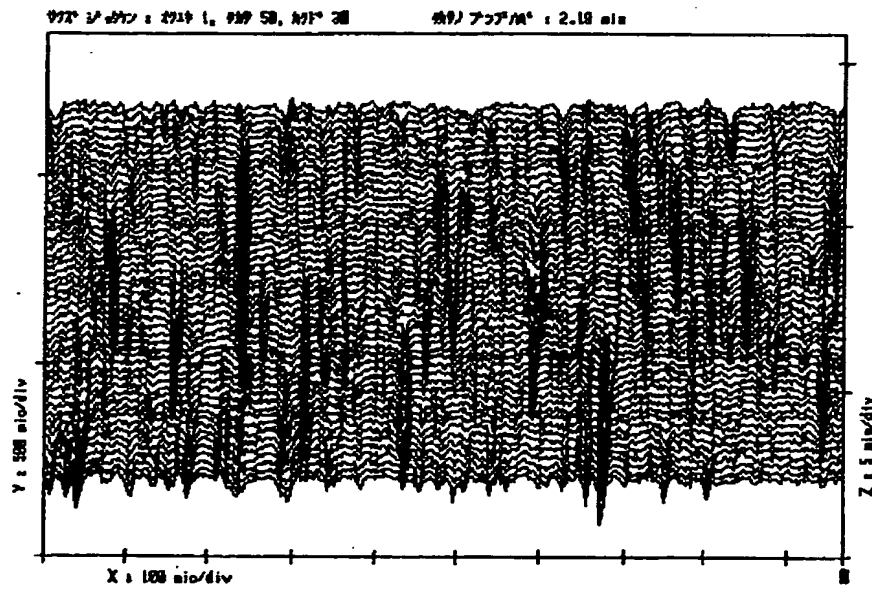
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	ターム (参考)
F 0 2 F	5/00	F 0 2 F 5/00	N
F 1 6 C	17/00	F 1 6 C 17/00	Z
	33/10	33/10	Z
F 1 6 J	1/04	F 1 6 J 1/04	
	9/26	9/26	C

(72)発明者 加納 眞
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G024 AA22 AA23 AA24 AA55 EA01
FA06 FA07 FA14 GA16 GA17
GA18 GA21 HA01
3J011 AA07 BA02 CA10 DA02 JA02
KA02 KA07 MA02 NA01 PA02
QA17 RA03
3J044 AA02 AA04 AA12 BA01 BB39
BB40 BC04 BC07 CB13 CC03
DA09

This Page Blank (uspto)